



Jacek CABAN, Paweł DROŹDZIEL, Grzegorz WINIARSKI

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA WYBRANYCH ELEMENTÓW UKŁADU TŁOKOWO-KORBOWEGO JEDNOCYLINDROWEGO SILNIKA O ZS CZ. II

Streszczenie

W artykule zaprezentowano analizę wytrzymałościową wybranych elementów układu tłokowo-korbowego jednocylindrowego silnika o zapłonie samoczynnym. Analizie poddane zostały: tłok, korbówód, wał korbowy oraz sworzeń tłokowy. Wykonano modele geometryczne części silnika, które poddano obliczeniom numerycznym wykonanym w programie ABAQUS. Zaprezentowana analiza obejmuje obliczenia dotyczące rozkładu naprężeń i przemieszczeń w modelach części, rozkładu temperatury, a także uwzględnia zachowanie się części pod wpływem działania sił bezwładności. W tej części artykułu przedstawiono analizę korbowodu oraz wału korbowego przedmiotowego silnika.

WSTĘP

Potrzeba udoskonalania procesów produkcyjnych, wprowadzania nowych materiałów, nowych rozwiązań konstrukcyjnych, automatyzacji, wprowadzenie szeroko rozumianych systemów elektronicznych i informatycznych do techniki motoryzacyjnej, wreszcie dbałość o środowisko naturalne, przyczyniła się do postępu w wielu gałęziach techniki [4]. Wykorzystywana metoda elementów skończonych (ang. Finite Element Method) jest obecnie jedną z najszerzej stosowanych metod rozwiązywania problemów inżynierskich. Jej uniwersalność, polegająca na łatwości schematyzacji różnych obszarów o skomplikowanej geometrii, także niejednorodnych i anizotropowych, kwalifikuje ją jako dobre narzędzie do modelowania problemów fizycznych [1].

W artykule przedstawiono analizę korbowodu oraz wału korbowego przedmiotowego silnika opisanego w części pierwszej. Obliczenia wytrzymałościowe korbowodu obejmują, obliczenie trzonu na ściskanie wyboczenie i zginanie, obliczenie łba korbowodu na rozerwanie i odkształcenie oraz obliczenie stopy korbowodu na zginanie [5].

Obliczanie wału korbowego przeprowadza się przyjmując jako obciążenie siłę nacisku gazów. Obliczenia wykonuje się dla dwóch położeń wału korbowego: gdy wykorbienie znajduje się w położeniu odpowiadającym GMP oraz gdy wykorbienie jest odchylone od tego położenia o ok. 35° , wówczas występuje największa siła styczna.

W pionowym położeniu wykorbienia przeprowadza się obliczenia dotyczące ramienia wykorbienia oraz czopa korbowego. Przy wychyleniu wału korbowego o 35° od GMP

przeprowadza się obliczenia dotyczące czopa głównego, ramienia wykorbienia oraz czopa korbowego.

1. ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA KORBOWODU

Śruby korbowodu (M8x1,25) zgonie z instrukcją obsługi silnika Ruggerini powinny być dokręcone momentem o wartości 37,3 Nm [6]. Na tej podstawie możliwe jest wyznaczenie siły z jaką rozciągane są śruby korbowodu.

Na moment całkowity składają się moment oporu na gwincie oraz moment tarcia na powierzchni oporowej:

$$M_c = M_s + M_t \quad (1)$$

$$M_s = 0,5 \cdot Q \cdot d_s \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho') \quad (2)$$

$$M_t = 0,5 \cdot Q \cdot d_m \cdot \mu \quad (3)$$

gdzie:

Q- siła osiowa w śrubie korbowodu [N],

d_s - średnia średnica współpracy śruby i nakrętki [mm],

d_m - średnia średnica powierzchni oporowej [mm],

μ - współczynnik tarcia powierzchni współpracujących [-], przyjęto $\mu=0,2$,

γ - kąt wzniosu linii śrubowej [°],

ρ' - pozorny kąt tarcia [°].

Stąd siła osiowa w śrubie wynosi:

$$Q = \frac{2 \cdot M_c}{d_s \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho') + d_m \cdot \mu} \quad (4)$$

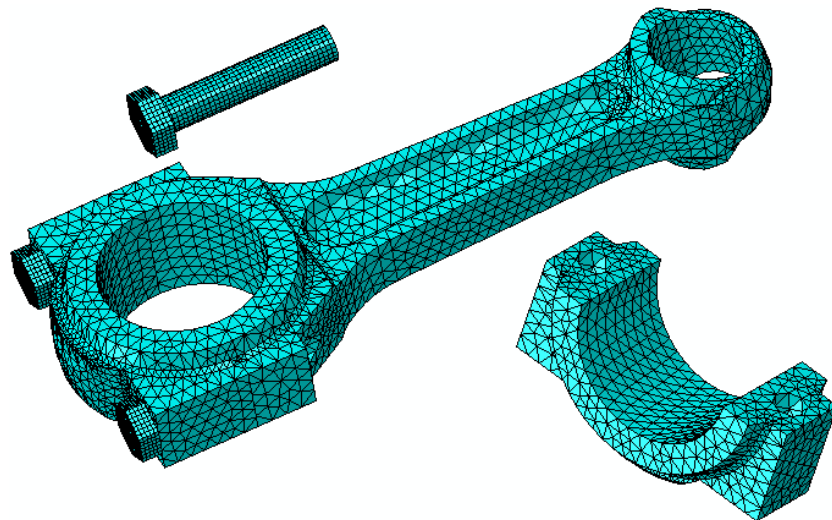
Po obliczeniu wartość siły osiowej wynosi 17697 N. W obliczeniach przyjęto, iż korbowód oraz śruby korbowodu wykonane są ze stali niskostopowej o module Younga 216000 MPa i współczynniku Poissona 0,295.

Analizę wytrzymałościową korbowodu przeprowadzono w dwóch krokach (step'ach). W pierwszym kroku zrealizowano obciążenie wynikające z dokręcenia śrub korbowodu. W drugim kroku dodana została siła ściskająca korbowód.

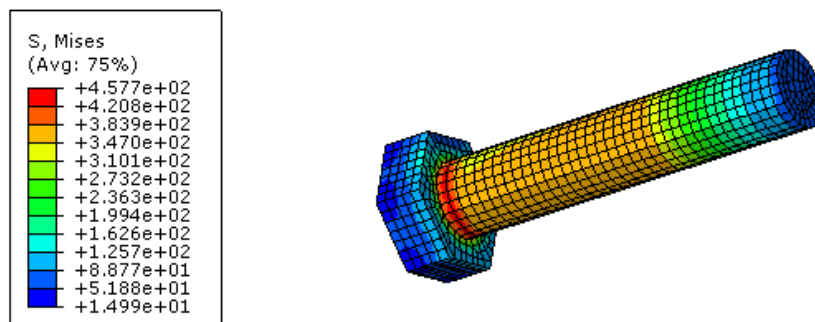
Jako typ analizy wybrano analizę statyczną: static, general, przyjmując inicjującą wartość incrementu obliczeniowego na poziomie 0,01.

Siła osiowa w śrubach korbowodu przyłożona została w pierwszym kroku analizy. W drugim kroku korbowód został obciążony siłą 39390 N powodującą ściskanie korbowodu, przyłożoną do powierzchni współpracy korbowodu ze sworzniem tłokowym. Założono zatem, iż siła pochodząca od oddziaływania tłoka w całości powoduje ściskanie korbowodu. W korbowodzie utwierdzono połowę powierzchni współpracującej z wałem korbowym (bliższą trzonu korbowodu).

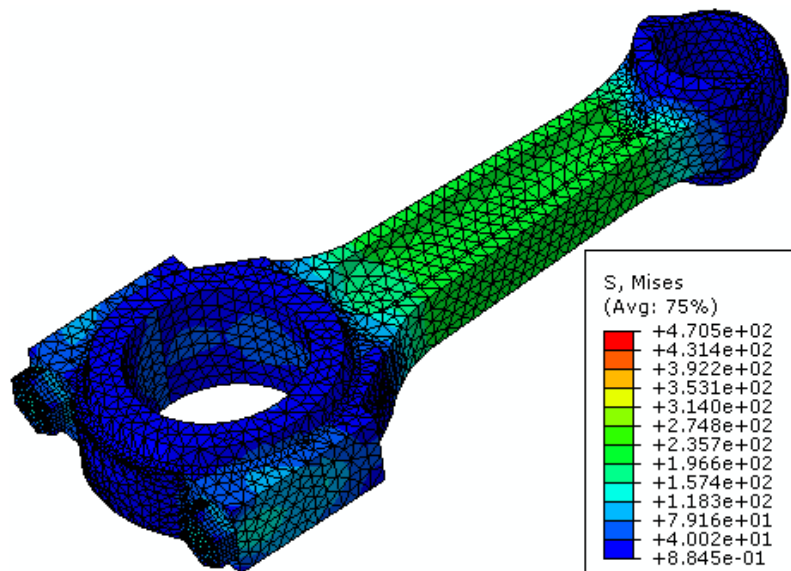
Wyniki analizy wytrzymałościowej korbowodu przedstawione zostały na rys. 2 ÷ 4.



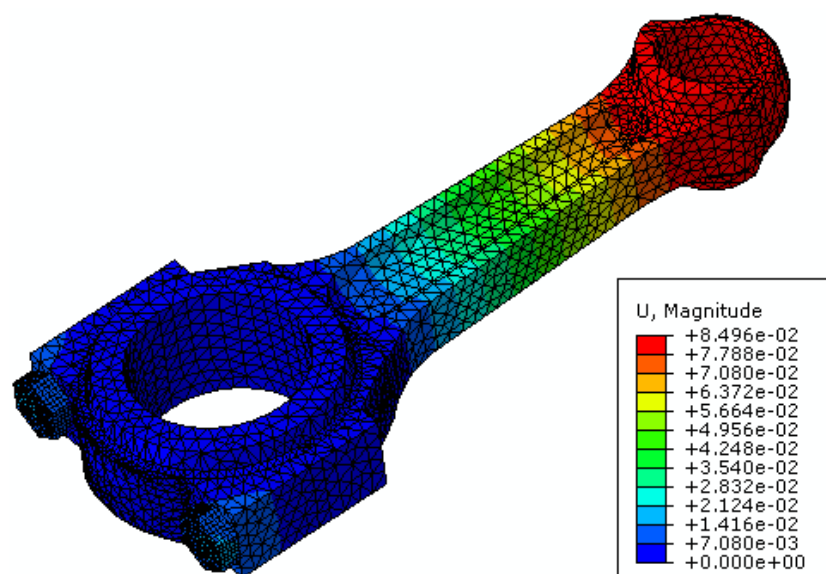
Rys. 1. Model dyskretny korbowodu [5]



Rys. 2. Rozkład naprężeń w śrubie korbowodu [5]



Rys. 3. Rozkład naprężeń w korbowodzie, obciążonym siłą skupioną 39390 N [5]



Rys. 4. Rozkład przemieszczeń w korbowodzie, obciążonym siłą skupioną 39390 N [5]

Na śrubach korbowodu wygenerowana została siatka typu heksagonalnego o oznaczeniu C3D8R. Gęstość siatki wynosi 1,1 mm. Na każdej śrubie wygenerowanych zostało 3958 węzłów tworzących 3176 elementów. W pozostałych elementach korbowodu zastosowano siatkę tetragonalną o oznaczeniu C3D4. Utworzonych zostało 6548 węzłów i 27931 elementów skończonych. Gęstość siatki założono na poziomie 3,2 mm.

Korbowód poddawany jest głównie naprężeniom ściskającym. Zatem trzon korbowodu jest najbardziej narażony na ten typ obciążenia. Jednakże naprężenia tam panujące nie osiągają największych wartości w całym korbowodzie. Z wykonanej analizy wynika, iż najbardziej obciążone są śruby korbowodu, które rozciągane są siłą wynikającą z momentu jakim są dokręcone. Naprężenia występujące w śrubach sięgają 457 MPa. Dlatego też śruby korbowodu wykonuje się z lepszych materiałów aby zapobiec ich uszkodzeniom, które mogłyby doprowadzić do poważnego uszkodzenia silnika.

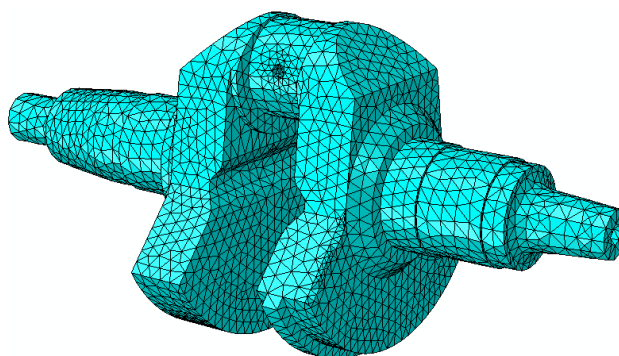
2. ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA WAŁU KORBOWEGO

W obliczeniach przyjęto, iż wał korbowy wykonany jest ze stali niskostopowej o module Younga 216000 MPa, współczynnika Poissona 0,295 i gęstości : $7,9 \cdot 10^{-9} \text{ t/mm}^3$. Jako typ analizy wybrano analizę statyczną: static, general, przyjmując inicjującą wartość incrementu obliczeniowego na poziomie 0,1.

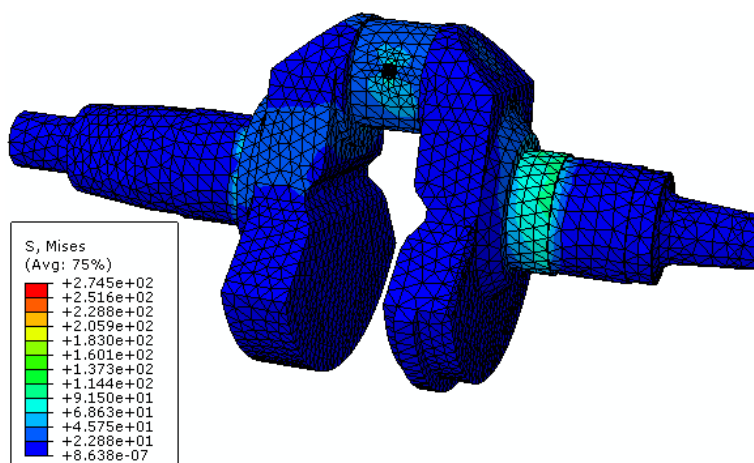
Wał korbowy utwierdzony został poprzez odebranie wszystkich stopni swobody powierzchniom współpracującym z łożyskami. Do powierzchni wału korbowego umożliwiającej odbiór mocy z silnika, przyłożony został moment skręcający o wartości 31 Nm [6]. Powierzchnia czopa korbowego obciążona została siłą skupioną o wartości 39390 N. Założono, iż siła działa prostopadle do ramienia wykorbienia. Dodatkowo wyznaczono wartości naprężeń spowodowanych działaniem sił bezwładności, wywołanych obrotem wału korbowego z prędkością obrotową 2000 obr/min.

Model dyskretny wału korbowego (rys. 5), oparty jest na elementach typu tetragonalnego o oznaczeniu C3D4. Gęstość siatki wynosi 5,3 mm. Siatka składa się z 10683 węzłów tworzących 51570 elementów skończonych.

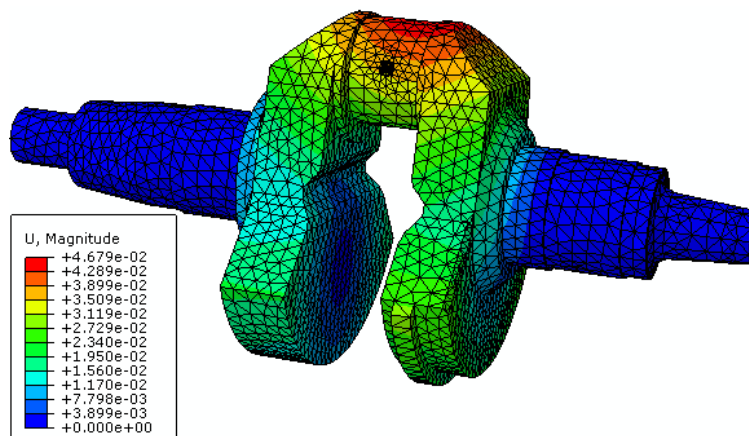
Wyniki analizy wytrzymałościowej przedstawione zostały na rys. 6 ÷ 9.



Rys. 5. Model dyskretny wału korbowego silnika [5]

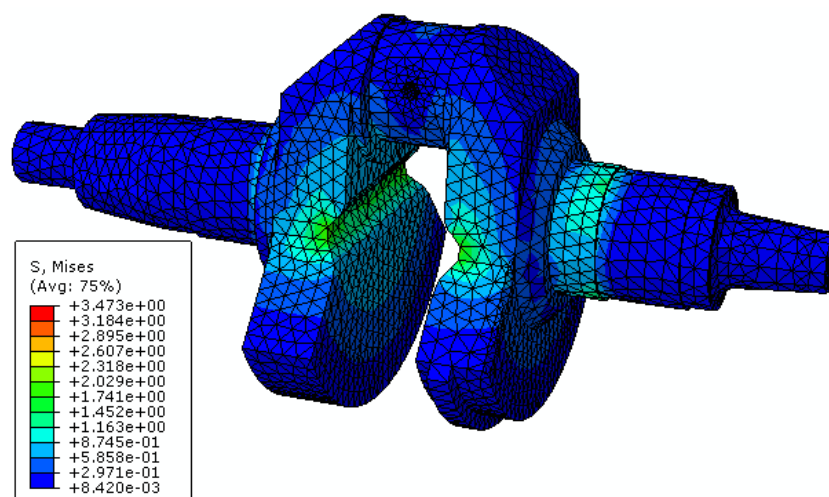


Rys. 6. Rozkład naprężeń w wale korbowym, obciążonym siłą skupioną 39390 N i momentem skręcającym 31 Nm [5]

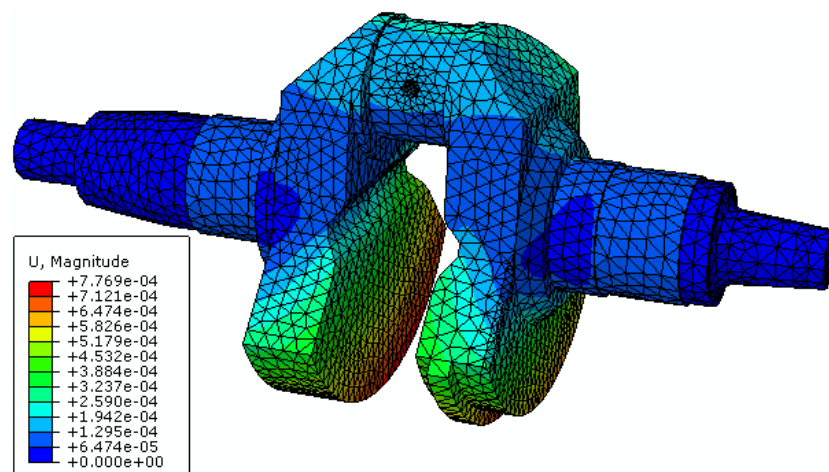


Rys. 7. Rozkład przemieszczeń w wale korbowym, obciążonym siłą skupioną 39390 N i momentem skręcającym 31 Nm [5]

Wał korbowy jako element umożliwiający odbiór mocy z silnika winien charakteryzować się dużą wytrzymałością i odpornością na zużycie. Poddawany jest działaniu znaczących obciążeń, dlatego powinien być tak zaprojektowany aby bezpiecznie mógł je przenieść. Poniżej przedstawiono wyniki analizy elementów silnika pod obciążeniem przy prędkości obrotowej 2000 obr/min.



Rys. 8. Rozkład naprężeń w wale korbowym obciążonym prędkością obrotową 2000 obr/min [5]



Rys. 9. Rozkład przemieszczeń w wale korbowym obciążonym prędkością obrotową 2000 obr/min [5]

Analizowany wał korbowy został obciążony siłą skupioną, momentem skręcającym oraz prędkością obrotową. Wartości naprężeń wywołanych siłą oraz momentem osiągają wartości do 274 MPa. Siła odśrodkowa natomiast, nie obciąża zbytnio wału korbowego, wywołuje naprężenia o wartości zaledwie 3,5 MPa.

PODSUMOWANIE

Wykonana analiza może posłużyć jako podstawa do bardzo dokładnych obliczeń wytrzymałościowych przedstawionego silnika. Dysponując wykresem indykatorowym badanego silnika, można wyznaczyć rzeczywiste wartości obciążeń poszczególnych elementów, które wprowadzone do programu ABAQUS pozwolą odzwierciedlić rzeczywiste warunki pracy silnika.

Dzięki znajomości teoretycznych obiegów cieplnych silników spalinowych oraz na podstawie danych technicznych silnika Ruggerini wyznaczone zostały wartości jakimi należy obciążać modele geometryczne. Wykorzystując program ABAQUS wykonane zostały modele dyskretne poszczególnych części oraz wyznaczone zostały rozkłady naprężeń, przemieszczeń oraz temperatury, które przedstawione zostały w postaci map z umieszczoną obok nich legendą.

Na podstawie uzyskanych wyników można stwierdzić, iż poszczególne elementy układu tłokowo-korbowego bezpiecznie przenoszą zadane obciążenia. Wynika to z pewnością

z faktu, iż zarówno modele jak i obciążenia są zbliżone do rzeczywistych części oraz warunków pracy. Każda wyprodukowana konstrukcja, w tym również silnik, projektowana jest z odpowiednim współczynnikiem bezpieczeństwa, tak aby powstałe naprężenia i przemieszczenie nie osiągały wartości maksymalnych. Tłumaczy to fakt, iż w analizowanych elementach naprężenia nie osiągają bardzo dużych wartości. Wykonana analiza pozwala stwierdzić i słabym ogniwiem układu tłokowo-korbowego mogą okazać się śruby korbowodu. Dlatego też producenci silników podają wartości momentów jakimi należy je dokręcać aby mogły bezpiecznie pracować. Zbyt mały moment może spowodować poluzowanie się śrub, a zbyt duży może doprowadzić do ich zerwania [5].

THE ANALYSIS OF STRENGTH OF SELECTED ELEMENTS OF PISTON-CRANKSHAFT SINGLE-CYLINDER DIESEL ENGINE, PART 2

Abstract

The paper presents the strength analysis of selected elements of the piston-crank single-cylinder diesel engine. The piston, the connecting rod, the crankshaft and the piston pin were analyzed. The geometrical models of the engine that were made, were subjected to numerical calculations in the ABAQUS program. The presented analysis includes calculations of the distribution of stresses and displacements in the models of parts, the temperature distribution and it also includes the behavior of the parts under the influence of inertia. This section concentrates on the analysis of the connecting rod and the crankshaft of the single-cylinder diesel engine.

BIBLIOGRAFIA

1. Gierszewska M.: *Metoda Elementu Skończonego – Wprowadzenie*. materiały elektroniczne z: <http://fatcat.ftj.agh.edu.pl/~dziopa/FEM.pdf> Styczeń 2005.
2. Jędrzejowski J.: *Mechanika układów korbowych silników samochodowych*. WKiŁ, Warszawa 1986.
3. Wajand J. A., Wajand J. T.: *Tłokowe silniki spalinowe średnio i szybkoobrotowe*. WNT, Warszawa 2005.
4. Winiarski G., Caban J.: *Budowa modelu 3D jednocylindrowego silnika o zapłonie samoczynnym*. II Lubelski Kongres Studenckich Kół Naukowych TYGIEL 2010 – czyli jak rozwijać naukę? pod red. J. Cabana i M. Szali, Wydawnictwa Uczelniane Politechniki Lubelskiej, Lublin 2010, s.213-223.
5. Winiarski G.: *Analiza wytrzymałościowa wybranych elementów układu tłokowo-korbowego jednocylindrowego silnika o zapłonie samoczynnym*. Praca magisterska, Politechnika Lubelska, Lublin 2012.
6. *Instrukcja obsługi silnika Ruggerini Diesel*. 2004.

Autorzy:

Mgr inż. Jacek CABAN – Politechnika Lubelska

Dr hab. inż. Paweł DROŹDZIEL – Politechnika Lubelska

Mgr inż. Grzegorz WINIARSKI – Politechnika Lubelska